МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.822.5:621.891

Ю.В.РЯДЧЕНКО, Г.В.РЯДЧЕНКО

РАСЧЁТ НАТЯГОВ ПРИ СБОРКЕ ЗАМКНУТЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАКЕТОВ ДЛЯ НАНЕСЕНИЯ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ НА ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Приведены результаты теоретического расчёта основных элементов замкнутого технологического пакета для нанесения композиционных покрытий.
Ключевые слова: *антифрикционные композиционные покрытия, технология нанесения, расчёт замкнутого пакета.*

Введение. Антифрикционные самосмазывающиеся композиты на основе фторопластовых волокон "полифен" используются в целом ряде тяжелонагруженных трибосистем. Они представляют собой ткань трикотаж или войлок из полимерных нитей и матричного связующего. Одним из способов технологии нанесения подобных покрытий на подшипник является их наклейка полимерным связующим. При этом давление, необходимое для отверждения связующего, создаётся в результате упругих деформаций металлической подшипниковой втулки. В этом случае раскроенный препрег (неотверждённая заготовка покрытия) фиксируется на внутренней поверхности втулки, а внутрь запрессовывается оправка, покрытая антиадгезивом. Этот комплекс - втулка, препрег, оправка называется замкнутым технологическим пакетом (рис. 1).

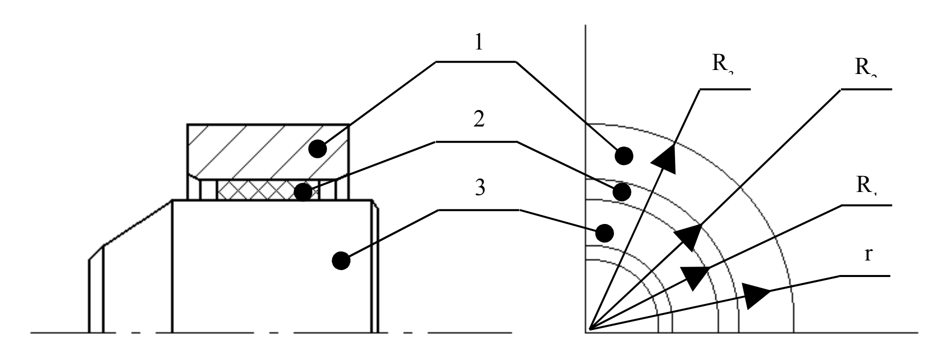


Рис. 1. Замкнутый технологический пакет: 1– втулка; 2 – препрег; 3 – оправка

Для отверждения матричного материала композита давление создаётся упругими силами, возникающими в металлической втулке после запрессовки в неё оправки. Под действием этого давления в препреге композита развивается деформация ползучести, что приводит к уменьшению толщины препрега и величины фактического натяга. Поэтому давление, создаваемое путём запрессовки оправки в пакет, должно несколько превышать требуемое для отверждения связующего.

Компоновка замкнутого технологического пакета требует знания двух параметров: диаметра отверстия в подшипниковой втулке под покрытие и величины натяга при запрессовке оправки, обеспечивающего требуемое давление отверждения связующего. Необходимые для расчёта значения окружного и радиального модулей композита покрытия определены заранее.

Постановка задачи. Для получения аналитических выражений, определяющих параметры технологического пакета, необходимо рассмотреть напряжённо-деформированное состояние набора коаксиальных цилиндров из материалов разной физической природы: металлических изотропных и ортотропных полимерных композитов.

Критерием применимости рассматриваемого технологического пакета (см. рис.1) является отсутствие пластических деформаций на наружной поверхности подшипниковой втулки при условии равенства радиальных контактных напряжений σ_{rr} величине давления отверждения матричного связующего $P_{отв}$:

$$-\ \sigma_{rr(r=R_2)} = P_{отв.} \qquad (1)$$

Выход пластических деформаций на наружную поверхность подшипниковой втулки потребует её дополнительной механической обработки, что нецелесообразно.

Особенность композиционной структуры покрытий, включающих на рабочей поверхности фторопластовые нити "полифен", не имеющие адгезии к связующему, и наличие пор приводят к характерному нелинейному виду начального участка зависимости σ–ε с низким радиальным модулем (участок ОВ на рис.2). Эта кривая линеаризуется введением "естественного" состояния (точка А), при котором полагаем σ_{rr} = 0, а дальнейшее нагружение аппроксимируем лучом АС. Подобное допущение позволяет использовать геометрические соотношения и определяющие уравнения линейного вида.

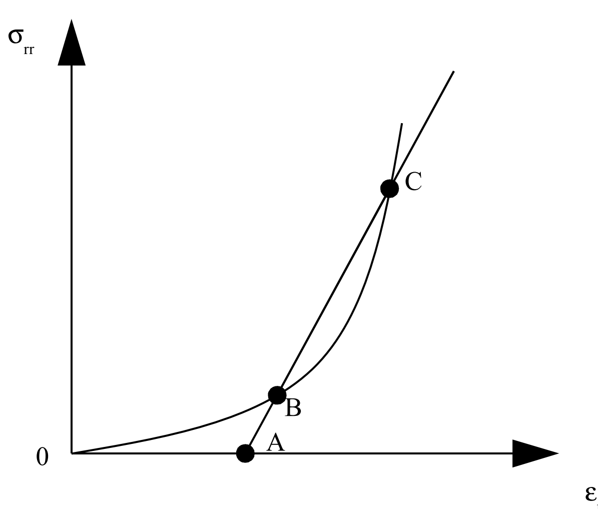


Рис.2. Диаграмма радиального деформирования препрега

Кроме того, считаем, что по сравнению с радиальными σ_{rr} и окружными $\sigma_{\varphi\varphi}$ напряжениями осевые σ_{zz} и касательные $\sigma_{r\varphi}$, $\sigma_{\varphi z}$, σ_{rz} пренебрежимо

малы. Это приводит к отсутствию в расчётах сдвиговых деформаций. Таким образом имеем плоское напряжённое состояние.

Решение поставленной задачи и применение результатов. В качестве исходных при решении поставленной задачи приняты следующие зависимости:

определяющие уравнения упругого цилиндрически ортотропного тела [1] для препрега:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{rr} &= \frac{1}{E_r}\sigma_{rr} - \frac{\nu_{\varphi r}}{E_\varphi}\sigma_{\varphi\varphi}; \\ \varepsilon_{\varphi\varphi} &= -\frac{\nu_{r\varphi}}{E_r}\sigma_{rr} + \frac{1}{E_\varphi}\sigma_{\varphi\varphi}; \\ \varepsilon_{zz} &= -\frac{\nu_{rz}}{E_r}\sigma_{rr} - \frac{\nu_{\varphi z}}{E_\varphi}\sigma_{\varphi\varphi}; \end{aligned}\right\}; \quad (2)$$

определяющие уравнения упругого изотропного тела для материала оправки:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{rr} &= \frac{1}{E}\left(\sigma_{rr} - \nu\cdot\sigma_{\varphi\varphi}\right); \\ \varepsilon_{\varphi\varphi} &= \frac{1}{E}\left(-\nu\sigma_{rr} + \sigma_{\varphi\varphi}\right); \\ \varepsilon_{zz} &= -\frac{\nu}{E}\left(\sigma_{rr} + \sigma_{\varphi\varphi}\right). \end{aligned}\right\}; \quad (3)$$

уравнения деформационной теории пластичности [2] при нагружении подшипниковой втулки;

$$\Theta = 3k\left(\sigma_{rr} + \sigma_{\varphi\varphi}\right)$$

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{rr} - \frac{1}{3}\Theta &= \psi\left(\frac{2}{3}\sigma_{rr} - \frac{1}{3}\sigma_{\varphi\varphi}\right); \\ \varepsilon_{\varphi\varphi} - \frac{1}{3}\Theta &= \psi\left(-\frac{1}{3}\sigma_{rr} + \frac{2}{3}\sigma_{\varphi\varphi}\right); \\ \varepsilon_{zz} - \frac{1}{3}\Theta &= \psi\left(-\frac{1}{3}\sigma_{rr} - \frac{1}{3}\sigma_{\varphi\varphi}\right); \end{aligned}\right\}; \quad (4)$$

уравнение равновесия:

$$\frac{d\sigma_{rr}}{dr}r + \sigma_{rr} = \sigma_{\varphi\varphi}; \quad (5)$$

линейные геометрические соотношения:

$$\varepsilon_{rr} = \frac{dU_r}{dr}; \varepsilon_{\varphi\varphi} = \frac{U_r}{r}. \quad (6)$$

В выражениях (2)-(6) обозначено: σ_{rr} и $\sigma_{\varphi\varphi}$ – радиальные и окружные компоненты тензора напряжений; ε_{rr}, $\varepsilon_{\varphi\varphi}$, ε_{zz} – радиальная, окружная и осевая компоненты тензора деформаций; U_r – радиальное перемещение; E_r и E_φ – радиальные и окружные модули Юнга препрега; E – модуль Юнга материала оправки; ν – коэффициент Пуассона материала оправки; $\nu_{r\varphi}$, ν_{rz}, $\nu_{\varphi z}$ – коэффициенты Пуассона препрега (первый индекс – направление растяжения, второй – поперечной деформации); ψ – коэффициент пропорциональности между девиаторами тензоров напряжений и деформаций; k – объёмная сжимаемость материала втулки; $\Theta = \varepsilon_{rr} + \varepsilon_{\varphi\varphi} + \varepsilon_{zz}$ – объёмная деформация.

На границах раздела элементов технологического пакета справедливы условия:

$$U_{r(r=R_1+0)} - U_{r(r=R_1-0)} = i; \quad U_{r(r=R_2+0)} = U_{r(r=R_2-0)}; \tag{7}$$

$$\sigma_{rr(r=R_1+0)} = \sigma_{rr(r=R_1-0)}; \quad \sigma_{rr(r=R_2+0)} = \sigma_{rr(r=R_2-0)},$$

где i – радиальный натяг.

На наружной поверхности подшипниковой втулки имеем условие свободной границы

$$\sigma_{rr(r=R_3)} = 0. \tag{8}$$

Для определения искомых параметров вначале необходимо проинтегрировать уравнения (4) и (5) для каждого из элементов пакета:

в оправке – с определяющими уравнениями (3); в препреге – с (2); во втулке – с (4).

Интегрирование приводит к следующим выражениям:

для оправки ($r<R_1$)

$$\sigma_{rr} = S; \; U_r = \frac{1-\nu}{E} Sr; \tag{9}$$

для препрега ($R_1<r<R_2$)

$$\sigma_{rr} = Pr^{\lambda_1} + Qr^{\lambda_2}; \tag{10}$$

$$U_r = -\frac{1}{E_\varphi}\left(\beta + \nu_{21}\right)Pr^{-\beta} + \frac{1}{E_\varphi}\left(\beta - \nu_{\varphi r}\right)Qr^{\beta};$$

где S, P, Q – постоянные интегрирования;

$$\beta = \sqrt{\frac{E_\varphi}{E_r}}; \qquad \lambda_1 = -1-\beta; \qquad \lambda_2 = -1+\beta.$$

Для подшипниковой втулки в плоском напряжённом состоянии проинтегрируем уравнения деформационной теории пластичности, используя подход [3], но реализованный аналогично случаю плоской деформации.

В качестве независимой переменной используем величину

$$\eta = \sigma_{\varphi\varphi} - \sigma_{rr} = 2\left|\tau_{max}\right|,$$

где τ_{max} – наибольшие по всем площадкам касательные напряжения.

В результате имеем:

$$\sigma_{rr} = \frac{\frac{3}{2}z(\eta;\eta_2) + (2\eta_2 - p)\left.\frac{dz}{d\eta}\right|_{\eta=\eta_2}}{\frac{dz}{d\eta}} - 2\eta; \tag{11}$$

$$U_r = r\left[k(2\sigma_{rr} + \eta) + \frac{1}{3}\psi(\eta)\cdot(\sigma_{rr} + 2\eta)\right]; \tag{12}$$

где

$$z(\eta;\eta_2) = \int_{\eta_2}^{\eta}\left[k + \frac{2}{3}\psi(\mu)\right]^{\frac{1}{4}} d\mu; \tag{13}$$

μ - переменная интегрирования, обозначающая текущее значение аргумента функции $\psi(\eta)$; $\eta_2=\eta(r=R_2+0)$; $p=-\sigma_{rr}(r=R_2+0)$.

Зависимость $\eta(r)$ определяется в виде обратной функции:

$$\ln\frac{r}{R_2} = -2\ln\frac{\eta}{\eta_2} + \left(\frac{P}{\eta_2} - 2\right) + \frac{\frac{3}{2}z(\eta) + A}{\eta z'(\eta)} + \int_{\eta_2}^{\eta}\frac{\frac{3}{2}z(\xi) + A}{\xi^2 z'(\xi)}d\xi, \tag{14}$$

где ξ - текущее значение аргумента η функции $z(\eta,\eta_2)$ в равенстве (13);

$$A = (2\eta_2 - p)z'(\eta_2).$$

Введём упрощающие обозначения:

$$q = \nu_{\varphi r} + \frac{E_\varphi}{E}(1-\nu);\ d = \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^\beta - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^\beta;\ D = \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^\beta + \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^\beta;\ K=\beta$$

$$D+qd;\qquad M = \frac{2\beta}{K};$$

$$N = \frac{\frac{1}{E_r}(\nu_{r\varphi}q - 1)d - \beta D\frac{1-\nu}{E}}{K}$$

Удовлетворяя граничным условиям (7), получим три уравнения:

$$M\frac{i}{R_2} + Np = k(\eta_2 - 2p) + \frac{1}{3}\psi(\eta_2)\cdot(2\eta_2 - 2p); \tag{15}$$

$$\frac{3}{2}z(\eta_3) + (2\eta_2 - p)z'(\eta_2) - 2\eta_3 z'(\eta_3) = 0; \tag{16}$$

$$\frac{p}{\eta_2} - 2\ln\frac{\eta_3}{\eta_2} + \int_{\eta_2}^{\eta_3}\frac{\frac{3}{2}z(\xi) + (2\eta_2 - p)z'(\eta_2)}{\xi^2 z'(\xi)}d\xi = \ln\frac{R_3}{R_2}; \tag{17}$$

$$\eta_3=\eta(r=R_3+0).$$

Приняв $p=\sigma_{отв}$, в уравнениях (15) – (17) будем иметь три неизвестных: i – натяг и удвоенные максимальные касательные напряжения на внутренней η_2 и наружной η_3 поверхности подшипниковой втулки. Величина η_3 позволяет судить о выходе области пластической деформации на наружную поверхность втулки, т.е. о применимости рассматриваемого технологического пакета.

Конкретизация полученных уравнений требует определения функции $\psi(\eta)$ по результатам экспериментальных исследований.

Сдвиговую деформацию описываем условием изотропного упрочнения в форме Сен-Венана [2]:

$$\gamma=\Gamma(2\tau), \tag{18}$$

где τ - наибольшие по всем площадкам касательные напряжения; γ - наибольшие сдвиговые деформации.

Для определения функции $\Gamma(2\tau)$ и $\psi(\eta)$ используем данные экспериментов на одноосное растяжение образцов из материала подшипниковой втулки за пределом упругости на этапе активного нагружения:

$$\varepsilon_{zz}=F(\sigma_{zz}). \tag{19}$$

Из пропорциональности компонент девиаторов напряжений и деформаций имеем:

$$\varepsilon_{zz}-k\sigma_{zz}=\frac{2}{3}\psi\ (\sigma_{zz}). \tag{20}$$

С учётом равенства $2\tau=\sigma_{zz}$ и (19) получим:

$$\Gamma(\sigma_{zz})=\frac{3}{2}\left[F(\sigma_{zz})-k\cdot\sigma_{zz}\right]$$

и

$$\psi(\sigma_{zz})=\frac{3}{2}\left[\frac{F(\sigma_{zz})}{\sigma_{zz}}-k\right], \tag{21}$$

откуда секущая податливость материала втулки при одноосном растяжении (см. выражение (13)) будет:

$$\Pi(\sigma_{zz})=\frac{F(\sigma_{zz})}{\sigma_{zz}}=k+\frac{3}{2}\psi(\sigma_{zz}). \tag{22}$$

Из равенства (22) функция $\psi(\eta)$ может быть выражена через функцию $\Pi(\eta)$, связывающую одноосное напряжение и одноосную деформацию при любой монотонной зависимости ε_{zz} (σ_{zz}), полученной экспериментально. При этом объёмная сжимаемость k полагается соответствующей упругому состоянию материала и определяется по известным формулам теории упругости.

Принимаем степенной закон нелинейного нагружения в виде:

$$\sigma_{zz} = m\varepsilon_{zz}^{n}, \quad n<1. \tag{23}$$

В этом случае система уравнений (15) – (17) конкретизируется и решается в следующей последовательности.

1. Находим решение уравнения

$$1 - n - \frac{(3n+1)^2}{2}\ln\frac{R_3}{R_2} - (1-n)\varsigma = 4n \cdot \ln\varsigma \tag{24}$$

относительно безразмерной переменной

$$\varsigma = 1 - \frac{3n+1}{2}\cdot\frac{P}{\eta_2}. \tag{25}$$

2. Определяем относительный натяг $i_{\circ} = \dfrac{i}{R_2}$ из уравнения (15), приняв $p=\sigma_{отв}$ и найдя η_2 из (25).

3. Применимость рассматриваемого технологического пакета оценивается по соотношению

$$\eta_3 = \eta_2\varsigma^{\frac{4n}{3n+1}} \le \sigma_s, \tag{26}$$

где - σ_s – напряжение текучести.

Полученные выражения позволили рассчитать величины относительных натягов в зависимости от толщины подшипниковой втулки из стали 45 и определить зону допустимых натягов (рис. 3).

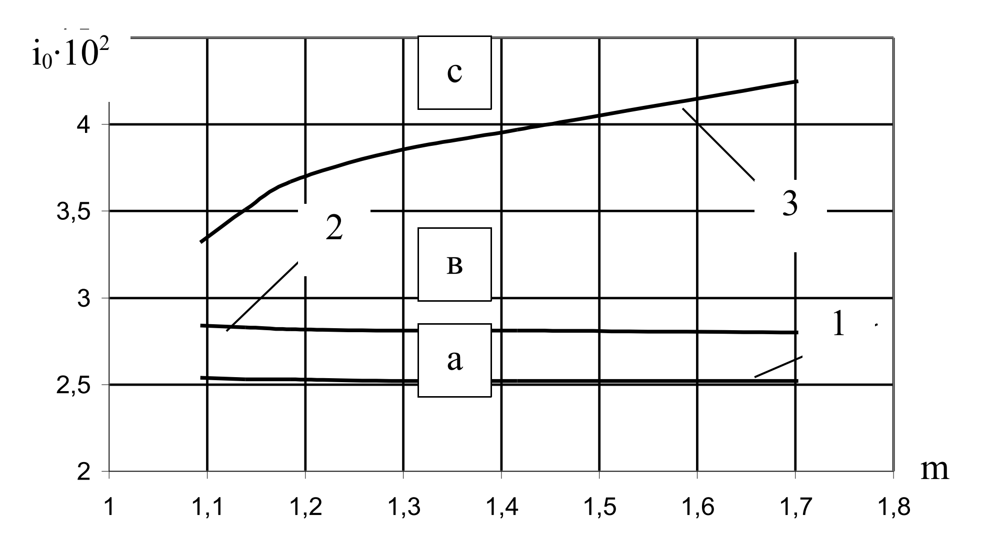


Рис. 3. Влияние относительной толщины подшипниковой втулки на величину относительного натяга технологического пакета: для упругопластического состояния втулки 1 – $\sigma_{отв}$= 5 МПа, 2 – $\sigma_{отв}$= 10 МПа; 3 – для полностью пластического состояния втулки

На рис. 3 выделены: рекомендуемая зона натягов *а*, допустимая зона *в* [illegible], требующая наличия обоймы, увеличивающей жёсткость пакета, *с*. Расчёт выполнен для препрега толщиной 0,75 мм и давления отверждения матричного связующего 5…10 МПа.

Кроме того, в соответствии с результатами расчётов на втулку ∅20 ×∅30×20 было нанесено антифрикционное покрытие, которое удовлетворительно прошло стендовые испытания (V=0,2 м·с$^{-1}$; σ=30 МПа).

Выводы. Для случая плоского напряжённого состояния решена задача о нанесении антифрикционного полимерного композита на внутреннюю поверхность металлической подшипниковой втулки.

Прикладным результатом работы является методика расчёта натягов при сборке технологических пакетов, обеспечивающая качественное нанесение антифрикционного композитного покрытия на рабочую поверхность подшипниковой втулки.

Библиографический список

1. *Лехницкий С.Г.* Теория упругости анизотропного тела. / С.Г.Лехницкий. – М.: Наука, 1977. – 416 с.

2. *Качанов Л.М.* Основы теории пластичности. / Л.М. Качанов. – М.: Наука, 1969. – 420 с.

3. *Ильюшин А.А.* Упругопластические деформации полых цилиндров. / А.А.Ильюшин, П.М.Огибалов. – М.: МГУ, 1960. – 227 с.

Материал поступил в редакцию 17.03.08.

J.V.RYADCHENKO, G.V.RYADCHENKO

CALCULATION OF MODES OF COATING OF COMPOSITE COVERINGS ON BEARINGS OF SLIDING

In work results of theoretical calculation of basic elements of the closed technological package for coating composite coverings are brought.

РЯДЧЕНКО Юлия Викторовна, младший научный сотрудник НПГП "Синтез" ДГТУ, кандидат технических наук (2007). Окончила Новочеркасский политехнический институт им. Серго Орджоникидзе (1987) по специальности "Химическая технология стекла и ситаллов".
Автор 5 научных работ в области трения композиционных материалов.

РЯДЧЕНКО Гавриил Викторович (р. 1976), старший преподаватель кафедры "Технология технического регулирования" ДГТУ, кандидат технических наук (2003), окончил Южно-Российский государственный технический университет (НПИ) (1998) по специальности "Химическая технология тугоплавких неметаллических и силикатных материалов".
Автор 15 научных работ в области трения и изнашивания металлополимерных систем.